

Наиболее важной характеристикой при изучении вынужденных колебаний является смещение точек поршня вблизи резонансной частоты (рис.2, б). В дальнейшем необходимо исследовать те области поршня, где возникают нормальные максимальные напряжения.

Библиографический список

1. Раевская Л.Т. Динамическое моделирование напряженно – деформированного состояния элементов аксиально-поршневых пневмомоторов. Деревообработка: технологии, оборудование, менеджмент XXI века. Труды евразийского симпозиума/Под ред. И.Т. Глебова. – Екатеринбург. 2006 г. С.193-200.
2. Басов К.А. ANSYS: справочник пользователя. – М.: ДМК Пресс, 2005. – 640 с.

Сулинов В.И., Щепочкин С.В., Гороховский А.К.
(УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ)

РАСЧЕТ И ПРОЕКТИРОВАНИЕ АСПИРАЦИОННЫХ УСТАНОВОК АВТОНОМНОГО ТИПА

CALCULATION AND DESIGNING OF THE ASPIRATION INSTALLATIONS OF INDEPENDENT TYPE

В настоящий момент аспирационные установки автономного типа в деревообрабатывающих цехах находят всё более широкое распространение. Этому в значительной степени способствует их мобильность, простота конструкции, достаточно высокая степень очистки запыленного воздуха (до 99,5 %), а также сравнительно малая энергоёмкость.

Изготовление автономных аспирационных установок освоено целым рядом отечественных фирм. Одним из крупнейших в России среди изготовителей и поставщиков аспирационных установок является производственное объединение «Ками-Станко-Агрегат».

Несмотря на внешнее компоновочное различие, все аспирационные установки автономного типа состоят из следующих частей (рисунок 1): 1 – электропривод; 2 – вентиляционное колесо; 3 – кожух вентилятора, переходящий в циклонный элемент; 4 – матерчатый фильтр; 5 – пылесборник; 6 – опорная рама.

Перед вентиляционным колесом может располагаться одно (7) или несколько входных патрубков с возможностью присоединения к ним гибких воздухопроводов стандартных сечений. Если установка рассчитывается на работу с несколькими входными патрубками, то на ее основной патрубок крепится коллекторный элемент (8).

Исходными данными для расчета аспирационной установки являются такие показатели, как объем отсасываемого воздуха Q ($\text{м}^3/\text{с}$) и развиваемый вентилятором напор H (Па).

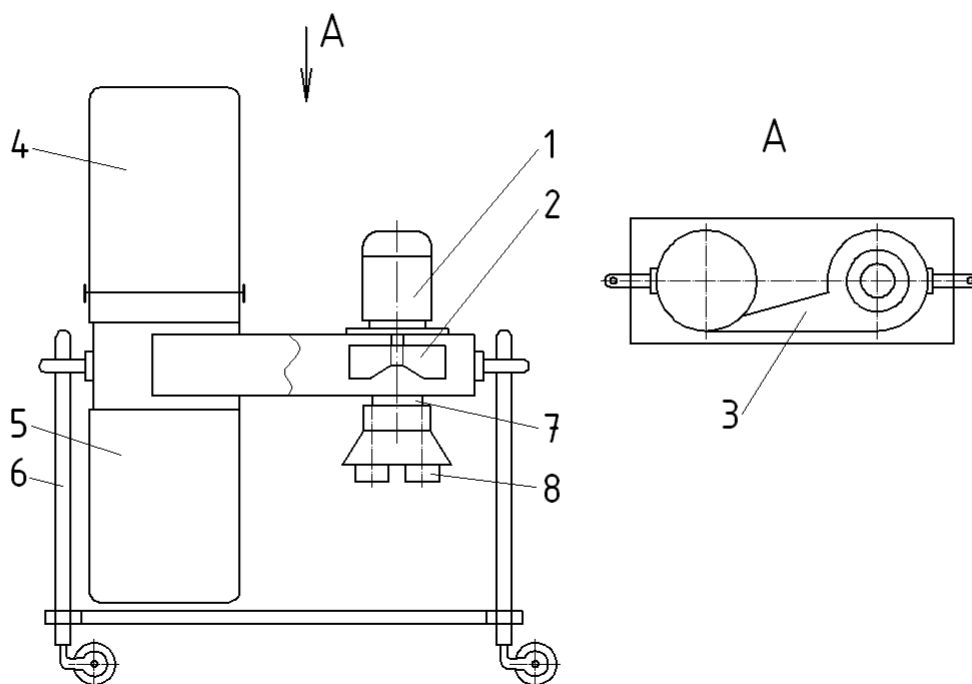


Рисунок 1 – Аспирационная установка автономного типа

Развиваемый вентилятором напор определяют по формуле

$$H = \Delta P_{\partial/\phi} + \Delta P_{\phi}, \quad (1)$$

где $\Delta P_{\partial/\phi}$ – потери давления на участке от пылеприемника до фильтра;

ΔP_{ϕ} – потери давления на фильтре.

Потери давления $\Delta P_{\partial/\phi}$ находят по общепринятой методике [1] по формуле

$$\Delta P_{\partial/\phi} = \rho \frac{V^2}{2} \left(\lambda \frac{l}{d} + \Sigma \delta \right), \quad (2)$$

где $\rho = 1,2 \text{ кг/м}^3$ – плотность воздуха;

V – скорость воздуха в воздуховоде, м/с;

l – длина воздуховода, м;

d – диаметр воздуховода, м;

λ – коэффициент гидравлического трения, который с достаточной степенью точности находится по формуле Блесса

$$\lambda = 0,0125 + \frac{0,0011}{d}.$$

Местные потери давления на фильтре ΔP_{ϕ} , изготовленного из ткани «Смог» применительно к установкам типа УВП по опытным данным кафедры Станков и инструментов УГЛТУ составляют 150...200 Па. С учетом того, что гибкие воздуховоды имеют повышенное гидравлическое сопротивление, потери давления по длине воздуховода рекомендуется удваивать, т.е. формула (2) будет иметь вид

$$\Delta P_{\partial/\phi} = \rho \frac{V^2}{2} \left(\lambda \frac{2l}{d} + \Sigma \delta \right). \quad (3)$$

Как показывает практика, современные аспирационные установки типа УВП рассчитываются на создание напора до 1200...1500 Па.

Следующим этапом расчета аспирационной установки является расчет геометрических параметров радиального пылевого вентилятора (рисунок 2), которыми обычно снабжаются аспирационные установки.

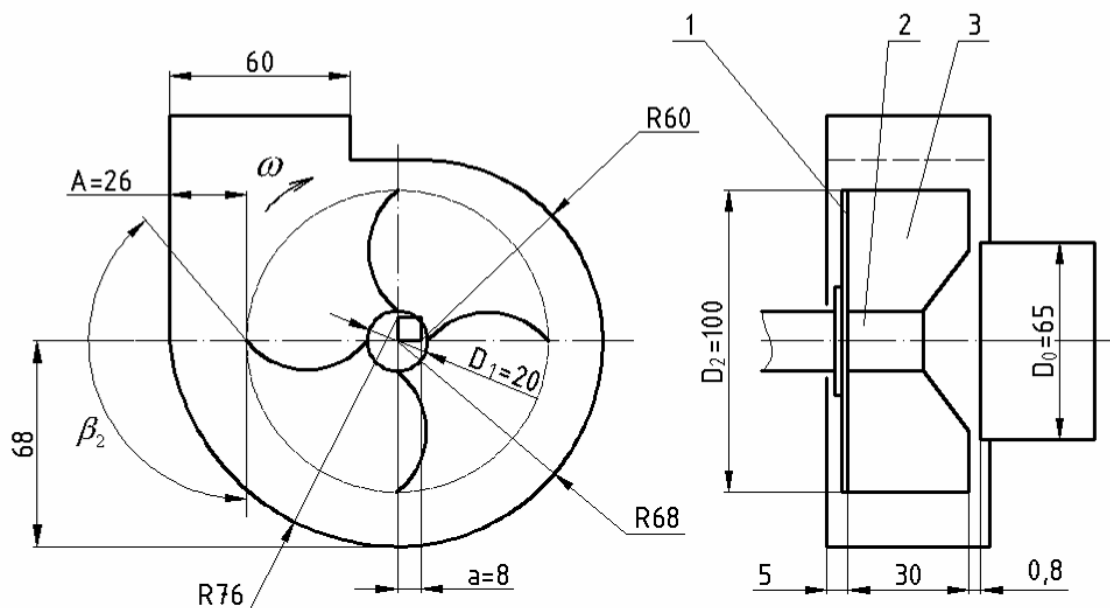


Рисунок 2 – Схема радиального пылевого вентилятора

Приведенные на рисунке 2 числовые значения, позволяют ориентировочно определить геометрические параметры проектируемого вентилятора, если размер рабочего колеса D_2 принять за 100 %.

Само рабочее колесо вентилятора включает такие детали как установочный диск 1, базовая втулка (или ступица колеса) 2 и лопасти 3.

Теоретически, согласно методике [2], диаметр рабочего колеса вентилятора определяется через критерий быстроходности по формуле

$$n_v = C \frac{Q^{0,5} \omega}{H^{0,75}}, \quad (4)$$

где C – коэффициент пропорциональности, $C = 53$ [2];

Q – объем отсасываемого воздуха, $\text{м}^3/\text{с}$;

ω – угловая скорость рабочего колеса вентилятора, $\text{рад}/\text{с}$;

H – напор, развиваемый вентилятором, Па.

Оптимальное с точки зрения затрачиваемой энергии значение диаметра входного патрубка вентилятора D_0 , м находится из выражения

$$D_0 = K \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}}, \quad (5)$$

где K – коэффициент для радиальных вентиляторов с лопатками, загнутыми вперед при $n_v = 20 \dots 55$ рекомендуется принимать $K = 1,65$.

Радиальные вентиляторы с лопатками, загнутыми вперед наиболее экономичны, когда угол выхода воздушного потока с лопаток (рисунок 2) $\beta_2 = 140 \dots 160^\circ$, а критерий

$n_v = 20 \dots 55$. В этом случае наружный диаметр рабочего колеса определяется из соотношения

$$D_2 = (1,5 \dots 1,7) D_0. \quad (6)$$

Расчетная ширина лопаток колеса находится из выражения

$$b = \frac{K_1 D_0}{4}, \quad (7)$$

где K_1 – коэффициент запаса, $K_1 = 1,2 \dots 2,5$.

При этом коэффициент запаса K_1 принимается тем больше, чем больше отношение D_0/D_2 . Величину раскрытия спирального корпуса A , м (рисунок 2) при лопатках колеса, загнутых вперед, можно принять:

$$A = (0,25 \dots 0,3) D_2. \quad (8)$$

Число лопаток колеса вентилятора находится по формуле

$$Z = 3,14 \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right), \quad (9)$$

где D_1 – внутренний диаметр колеса, м (конструктивно $D_1 \geq 0,2 D_2$).

Для того, чтобы лопатки колеса устанавливались под оптимальным углом на выходе $\beta_2 = 140 \dots 160^\circ$ авторами предлагается пользоваться следующей зависимостью для определения стрелы кривизны лопаток (рисунок 3)

$$f = 0,25 (D_2 - D_1) \operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2}, \quad (10)$$

где f – стрела кривизны, мм;

D_2 и D_1 – соответственно наружный и внутренний диаметр колеса, мм;

β_1 – половина центрального угла, соответствующего дуге изгиба лопаток колеса.

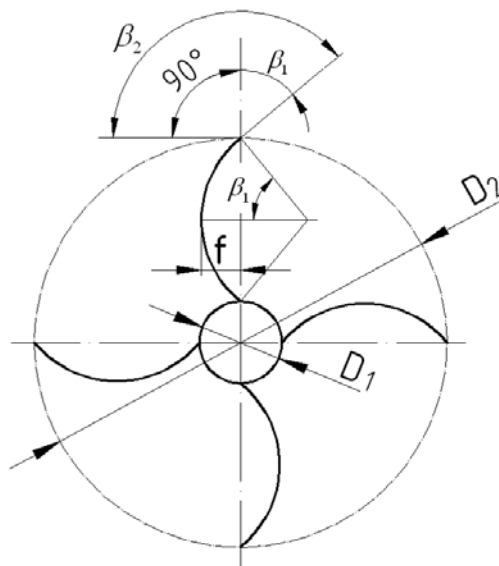


Рисунок 3 – Схема к определению стрелы кривизны лопаток вентилятора

Как видно из рисунка 3, угол β_1 по построению может быть найден из условия:

$$\beta_2 = 90^\circ + \beta_1, \text{ т.е. } \beta_1 = \beta_2 - 90^\circ.$$

Следующим этапом расчета аспирационной установки является расчет площади S матерчатого фильтра:

$$S = \frac{Q}{n \cdot V_{\phi}}, \quad (11)$$

где n – количество фильтров;

V_{ϕ} – допустимая скорость воздуха на выходе из фильтра (скорость фильтрации), м/с;

По опытным данным [3] при удалении опилок и стружки скорость фильтрации составляет $V_{\phi} \leq 0,2 \dots 0,3$ м/с, а при удалении древесной пыли $V_{\phi} \leq 0,15 \dots 0,2$ м/с. Затем по требуемой площади фильтрации S выбирается стандартный тканевый фильтр.

Заключительным этапом проектирования является расчёт мощности привода вентилятора N , кВт и выбор электродвигателя:

$$N = \frac{Q H}{1000 \eta_i \eta_v}, \quad (12)$$

где η_n – КПД привода вентилятора;

η_v – КПД самого вентилятора.

С учетом изложенной выше методики расчета произведем перерасчет основных параметров выпускаемой серийно аспирационной установки УВП-2000.

Эта установка включает двигатель мощностью $P = 2,2$ кВт с частотой вращения ротора $n = 2970$ мин⁻¹. Рабочее колесо вентилятора имеет размеры: $D_2 = 310$ мм, $D_1 = 40$ мм, ширина лопаток $b = 104$ мм, стрела кривизны лопаток $f = 17$ мм. Объем отсасываемого воздуха $Q = 1800$ м³/ч или $Q = 0,5$ м³/с, диаметр входного патрубка $D_0 = 160$ мм, площадь фильтрующего элемента $S = 1,68$ м², фактический напор, развиваемый вентилятором $H = 1300$ Па.

Решение:

1. Угловая скорость вращения колеса

$$\omega = \frac{\pi n}{30} = \frac{3,14 \cdot 2970}{30} = 310,8 \text{ с}^{-1}.$$

2. Критерий быстроходности

$$n_v = C \frac{Q^{0,5} \omega}{H^{0,75}} = 53 \frac{0,5^{0,5} 310,8}{1300^{0,75}} = 53,79$$

3. Оптимальное значение диаметра входного патрубка по формуле (5)

$$D_0 = K \sqrt[3]{\frac{Q}{\omega}} = 1,65 \sqrt[3]{\frac{0,5}{310,8}} = 0,194 \text{ м.}$$

На самом деле у данной установки $D_0 = 0,16$ м.

4. Наружный диаметр рабочего колеса находим по формуле (6)

$$D_2 = (1,5 \dots 1,7) D_0 = 1,6 \cdot 0,16 = 0,26 \text{ м,}$$

$$\text{для } D_0 = 0,194 \text{ м} \quad D_2 = 1,6 \cdot 0,194 = 0,3104 \text{ м.}$$

Фактически в данном случае $D_2 = 0,310$ м.

Использование не соответствующего расчетам диаметра входа $D_0 = 0,16$ м, несмотря на достаточные по размерам габариты вентиляционного колеса, привели к потере производительности по воздуху. Вместо планируемого расхода $Q = 2000$ м³/ч установка обеспечивает только $Q = 1800$ м³/ч.

5. Ширина лопаток колеса по формуле (7) при коэффициенте запаса $K_1 = 2,5$

$$b = \frac{K_1 D_0}{4} = \frac{2,5 \cdot 0,16}{4} = 0,1 \text{ м.}$$

6. Величину раскрытия спирального корпуса находим по формуле (8)

$$A = (0,25 \dots 0,3) D_2 = 0,3 \cdot 0,310 = 0,093 \text{ м.}$$

7. Число лопаток колеса вентилятора по формуле (9) для фактических значений D_2 и D_1

$$Z = 3,14 \left(\frac{D_2 + D_1}{D_2 - D_1} \right) = 3,14 \left(\frac{0,310 + 0,04}{0,310 - 0,04} \right) = 3,22.$$

Число лопаток можно принять $Z = 4$.

8. Фактическое значение стрелы кривизны лопаток колеса вентилятора установки УВП-2000 $f = 17$ мм.

По формуле (10) определим угол на выходе $\beta_2 = 90^\circ + \beta_1$.

$$\operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2} = \frac{f}{0,25(D_2 - D_1)} = \frac{17}{0,25(310 - 40)} = 0,251 \quad \beta_1 \approx 28^\circ.$$

$$\beta_2 = 90 + 28 = 118^\circ.$$

Как видим, угол β_2 рассматриваемого колеса не вошел в рекомендуемые [2] пределы $\beta_2 = 140 \dots 160^\circ$.

Для того чтобы лопатки колеса заняли оптимальное положение, стрела их кривизны должна быть увеличена. Например, при $\beta_2 = 140^\circ$, когда $\beta_1 = 50^\circ$:

$$f = 0,25(D_2 - D_1) \operatorname{tg} \frac{\beta_1}{2} = 0,25(310 - 40) \operatorname{tg} 25^\circ = 31 \text{ мм.}$$

9. Требуемая площадь фильтрующего элемента из ткани «Смог» при условии, что скорость фильтрации $V_\phi \leq 0,3$ м/с (примем $V_\phi = 0,3$ м/с), а число фильтров $n = 1$, определится из формулы (11)

$$S = \frac{Q}{n \cdot V_\phi} = \frac{0,5}{1 \cdot 0,3} = 1,66 \text{ м}^2.$$

Фактически установка УВП-2000 имеет фильтр с площадью $S = 1,68 \text{ м}^2$, т.е. в данном случае установка УВП-2000 соответствует расчетным данным.

10. Для условно принятого значения КПД вентилятора $\eta = 0,6$ для рассматриваемого случая потребная мощность привода составит:

$$N = \frac{Q H}{1000 \eta} = \frac{0,5 \cdot 1300}{1000 \cdot 0,6} = 1,08 \text{ кВт.}$$

Вывод: При проектировании автономных аспирационных установок типа УВП вполне логично пользоваться вышеизложенной методикой расчета.

Библиографический список

1. Таубер Б.А., Калитеевский Р.Е., Громцов Е.К. Внутризаводский транспорт. – М.: Лесн. пром-ть, 1978. – 238 с.
2. Калинушкин М.П. Вентиляционные установки. – М.: Высш. шк., 1979. – 220 с.

3. Сулинов В.И., Гороховский А.К., Щепочкин С.В. К вопросу расчета аспирационных систем / Материалы IX международной научно-технической конференции Лес-2008 / Брянск.

Уласовец В.Г. (УГЛТУ, г. Екатеринбург, РФ) vadul@mail.ru

ОБОРУДОВАНИЕ ДЛЯ РАСПИЛОВКИ БРЕВЕН НА МАЛЫХ ПРЕДПРИЯТИЯХ

THE EQUIPMENT FOR SAWING UP OF LOGS ON SMALL ENTERPRISES

В настоящее время в лесопромышленном комплексе Российской Федерации при выработке пиломатериалов применяют двухэтажные и одноэтажные лесопильные рамы, круглопильные, фрезернопильные и ленточнопильные станки, а технологический процесс получения пиломатериалов основывается на применении двух типов дерево-режущего инструмента и различного уровня механизации и автоматизации околостаночных работ. Соотношение бревнопильного оборудования различных типов [1], занятого в выпуске пиломатериалов, приведено в табл. 1.

Таблица 1

Бревнопильное оборудование	Доля в объеме выпускаемой продукции, %	Бревнопильное оборудование	Доля в объеме выпускаемой продукции, %
Лесопильные рамы	80	Фрезернопильные станки	6
Круглопильные станки	9	Ленточнопильные станки	5

Данные табл. 1 свидетельствуют о том, что еще значительное время ведущим бревнопильным оборудованием в нашей стране будут оставаться лесопильные рамы.

Эффективность применения бревнопильного оборудования различных типов можно оценить по рейтинговым показателям [1, 2] представленным в табл. 2.

Из данных табл. 2 видно, что среди всех перечисленных показателей лесопильным рамам присущи только три следующих недостатка:

- ограниченная величина диаметров распиливаемых бревен (особенно для самой распространенной модели Р63-4Б – 50...53 см в комле);
- сложность монтажа, включая установку массивного железобетонного фундамента;
- высокие затраты на ремонты, особенно капитальные.

Недостаток, упомянутый первым, не выглядит существенным для подавляющего числа лесопильных предприятий, расположенных в европейской части РФ, так как средний диаметр пиловочных бревен составляет: в Северо-Западном регионе около 18 см, а в Уральской зоне – не более 20 см. При этом доля бревен диаметром 50 см и выше в общем объеме пиловочника этих регионов не превышает 0,15% (т. е. примерно